

直接噴射 PCCI 燃焼における混合の進展と NOx 生成量 ならびに最大熱発生率との関係に関する基礎研究*

石山 拓二*¹ 堀部直人*¹ 染澤俊介*¹ 大島 智*²

Fundamental Study on Relations of Mixing Progress to NOx Formation and Maximum Heat Release Rate in Direct-Injection PCCI Combustion

Takuji ISHIYAMA*⁴, Naoto HORIBE, Shunsuke SOMEZAWA and Satoshi OSHIMA

*4 Kyoto University, Graduate School of Energy Science, Yoshida Honmachi, Sakyo-ku Kyoto,
606-8501 Japan

To obtain the strategy for reducing NOx emissions and pressure rise rate in PCCI-based diesel combustion, a fundamental study was performed on spray combustion with long ignition delays using a constant volume vessel. NO mass in the combustion chamber was measured with a total gas sampling method and heat release rate data were analyzed varying injection pressure, nozzle orifice size, ambient oxygen mole fraction and fuel ignitability. To clarify the fuel-air mixing conditions which provide reduced NO formation and maximum heat release rate, the data are plotted against the fuel mass fraction in a spray at ignition, which is proposed as an index of mixing progress. Based on the results, explanations are given for the difference of the trend between NO mass and maximum heat release rate.

Key Words: Diesel Engine, Spray Combustion, Combustion Products, PCCI Combustion,
Heat Release Rate, Mixing Progress

1. はじめに

ディーゼル機関から排出される窒素酸化物 (NOx) ならびに粒子状物質 (PM) の大幅な低減には、燃料-空気混合気の濃度均一度を高めた後着火させる予混合圧縮自着火 (PCCI) 燃焼が有効である⁽¹⁻⁶⁾。最近では、燃料噴霧がシリンダ壁面に到達することによる潤滑油の希釈を防ぎ、着火時期の制御性を向上させるために、比較的上死点に近い時期に燃料噴射を行いつつ PCCI 燃焼の利点を活用する試みが行われている^(4,6)。しかし、この方法では混合に使える時間が短いため、希薄化が十分でない一部の混合気が急激な燃焼 (過大な熱発生率) や NOx 排出の原因となりやすい。これを防ぐには、小噴孔と高噴射圧力を用いて混合を速め、排気再循環 (EGR) の利用や低圧縮比化により着火を遅らせ混合に使える時間を確保すると同時に NOx 生成を抑える必要がある。

そのためには、噴射条件、EGR 率、圧縮条件などの操作因子を適切に組み合わせる必要がある。

本研究は、こういった燃焼制御の基本となる、燃料と空気の混合の進展と、熱発生率および NOx 生成との関係について、基本的な理解を得ようとするもので、定容燃焼装置を用いて直接噴射方式 PCCI 燃焼を模擬した雰囲気条件下で、噴射圧力、噴孔径、酸素濃度、および燃料の着火性を变化させた燃焼実験を行った。得られた NOx 生成量と最大熱発生率のデータを混合の進展度指標を用いて整理することにより、これらを低減するための条件について考察した。

2. 実験装置および方法

2.1 定容燃焼装置 本研究で用いた定容燃焼装置は、希薄予混合気の燃焼により作成した高温高圧模擬空気を雰囲気として燃料噴射を行う方式^(6,7)であり、直径 80mm、奥行 30mm の燃焼室を持つ。C₂H₄-H₂-O₂-N₂ 希薄予混合気の組成と充填圧力を調整して、燃料噴射開始時の雰囲気圧力 p_i を 2MPa、熱力学的平均温度 T_i を 900K に設定した。これにより、着火遅れが長く予混合的な燃焼が主体となる PCCI ベー

*原稿受付 0000 年 00 月 00 日

*¹ 正員, 京都大学大学院エネルギー科学研究科
(〒606-8501 京都府京都市左京区吉田本町).
E-mail: ishiyama@energy.kyoto-u.ac.jp

*² 本田技研工業(株) (〒107-8556 東京都港区南青山 2-1-1)

スの燃焼の特徴が得られる⁸⁾。雰囲気中の酸素モル分率 r_{O_2} は、予混合気中の酸素を窒素で置換することにより変更した。

燃料噴射にはコモンレール式電子制御燃料噴射装置 (DENSO ECD-U2P) を用い、単噴孔ノズルにより燃焼室の円周側から中心に向かって燃料を噴射した。噴射条件の詳細については2・4節で述べる。

燃焼室内圧力は圧電式圧力変換器 (KISTLER 6052A) を用いて検出し、これをもとに熱発生率を計算した。熱発生率の計算には単層モデルを用い、非燃焼時の圧力降下にもとづいて燃焼室壁への総括熱通過率を定めて、冷却熱損失の補正を施した。

本研究の多くの実験条件においては、まず微弱な熱発生が生じたのちに、熱炎の発生により熱発生率と燃焼室内圧力が急激に上昇する。ここで、着火時期 (着火遅れ) としては、既報⁹⁾の方法により、噴射開始を基準とした圧力の急激な上昇時期に対応する熱炎発生時期 (遅れ) t_b を採用した。以下では、 t_b を単に着火時期または着火遅れと呼ぶことにする。

2・2 全量ガスサンプリング装置 燃焼室側面に設置した金属膜を撃針により破膜し燃焼室内のガスを急膨張させ採取する方式の全量ガスサンプリング装置⁹⁾を用いて燃焼室内の NO_x 濃度を測定した。採取したガス中の NO_x の濃度は CLD 式 NO_x 分析計 (Yanaco ECL-88A) により計測し、得られた NO_x がすべて NO であると仮定して質量を求めた。

既報⁹⁾において、燃焼室内の NO_x 質量は、熱発生開始後間もなく増加し始め、やがてほぼ一定になることが分かっている。予備試験により燃料噴射開始後 30ms 以降であれば、着火が遅く燃焼期間の長い場合でも NO 質量が一定となったので、30-35ms の間で採取・計測した NO 質量 m_{NO} を用いて NO の生成特性を評価した。

2・3 燃料 幅広い着火遅れのもとで実験を行うため、 n -ヘプタン (F0) をベースに、 i -オクタン (2,2,4-トリメチルペンタン) を混合することにより着火性の異なる燃料 F30 および F60 を作成した。使用した燃料とその基材を表 1 に示す。着火性の目安として、 n -ヘプタンおよび i -オクタンのセタン価推定値¹⁰⁾をもとに、体積比に関して線型内挿した結果を掲載した。

実験は投入熱量 Q_i が 871J および 1218J となるよう、それぞれの燃料について燃料噴射量を決めて行った。これらの条件は、雰囲気中の酸素モル分率 $r_{O_2}=21\%$ のとき、それぞれ総括当量比 0.26 および 0.36 に相当する。

2・4 噴射条件 表 2 に本研究で用いた噴射条件を示す。表には、噴射圧力 p_j 、噴孔径 d_N 、ならびに実測噴射期間の平均値 Δt_j を示した。S を基準条件とし、 d_N を固定して p_j を変化させた A1, A2, ならびに、S と平均噴射率ができるだけ変わらないよう p_j と d_N を組み合わせた B1~B3 の条件を設けた。ただし、結果的には、B1 では、S よりも噴射率が上昇した。

3. 実験結果および考察

3・1 噴射条件および燃料の着火性と最大熱発生率ならびに NO 生成量 図 1 に、燃料を F0、投入熱量 Q_i を 871J とし、酸素モル分率 $r_{O_2}=21, 18, 15\%$ について、噴射条件を S, B1, B2, B3 としたときの熱発生率 dQ/dt 、燃焼室内平均温度 T 、ならびに噴射弁リフトセンサ出力 NL を示す。図 2 には燃料 F30, F60 について、 $r_{O_2}=21, 18\%$ としたときの同様の結果を示す。さらに、これらのデータを解析して得た燃焼特性値、および NO 質量を整理して図 3 に示す。この図には、それぞれの条件における 3 回の試験結果

Table 1 Fuel properties

	F0	F30	F60	i-octane
heptane/octane vol%	100/0	70/30	40/60	-
Density ^{*1} (kg/m ³)	687	689	690	692
Kinematic viscosity ^{*2} (mm ² /s)	0.54	-	-	0.68
Boiling point (°C)	98.4	-	-	99.0
Lower heat value (MJ/kg)	44.6	44.5	44.4	44.3
Theoretical air to fuel mass ratio	16.11	16.09	16.08	16.06
Cetane number ^{*3}	56	45	33	17.5

*1: at 15°C, *2: at 30°C, *3: Estimated values

Table 2 Injection conditions

	p_j (MPa)	d_N (mm)	Δt_j (ms)*	
			$Q_i=871J$	$Q_i=1218J$
S	120	0.18	2.43	3.16
A1	80	0.18	2.81	-
A2	160	0.18	1.99	-
B1	60	0.22	2.07	3.06
B2	80	0.20	2.39	-
B3	160	0.17	2.36	3.34

* Average of measured injection durations for F0

について、着火遅れ t_b 、最大熱発生率 dQ/dt_{max} を着火時期までの投入熱量で割り算した $dQ/dt_{max}/Q_n$ 、ならびに NO 質量を総熱発生量で割り算した m_{NO}/Q_n を表示した。 Q_n は、噴射率を一定として着火時期までの投入燃料量を決め発熱量に換算して求めた。

燃料を F0 としたときには、図 1 に示すように、 $r_{O_2}=21\%$ において、噴射条件に関わらず噴射期間中に着火が起きて、予混合的燃焼による高い熱発生率ピークの後に、拡散的燃焼による弱い熱発生が続く。 r_{O_2} が下がると、 d_N が小さく p_j が高い条件では、着火が噴射終了後となり、拡散的燃焼による熱発生がほとんど見られなくなる。 T の経過には、表示した時間の範囲内では噴射条件による差が見られるが、投入熱量が一定のため、さらに時間が経過すると差が小さくなる。また、図 3 によると、 $dQ/dt_{max}/Q_n$ は、概して d_N が小さく p_j が高いほど高い。 m_{NO}/Q_n は、 d_N を小さく p_j を高くするとやや減少する。

着火性の低い燃料 F30、F60 では、図 2 に示すように、 t_b が長く、 r_{O_2} が高くても着火が噴射終了後となり、拡散的燃焼による熱発生はほとんど見られない。

図 3 によると、 m_{NO}/Q_n は、 d_N を小さく p_j を高くすると単調に減少する。 $dQ/dt_{max}/Q_n$ は、着火性の最も低い F60 では、F0 の場合と逆に、同じ噴射条件では r_{O_2} が低下するにつれ、また、等しい r_{O_2} では d_N を小さく p_j を高めると減少する。F30 では、F60 と F0 の中間の傾向となり、 r_{O_2} が低くなるほど F60 の傾向に近づく。

このように、NO 生成量と最大熱発生率は、噴射条件、酸素モル分率ならびに燃料の着火性に強い影響を受ける。次節以降においては、これらの因子の変更による燃料 - 空気混合の進展度合いの変化に着目し、NO 生成量と最大熱発生率を統一的に整理することを試みる。

3.2 混合の進展度を表す指標

前述のように、噴射条件、酸素モル分率ならびに燃料の着火性は NO の生成や熱発生率に影響を与える。このうち酸素モル分率および燃料の着火性の変化は、混合気中の酸化反応の速さに直接影響するが、同時に、着火遅れの変化を通じて混合の進展に影響し、これが NO 生成と熱発生率を変化させる。そこで、本研究

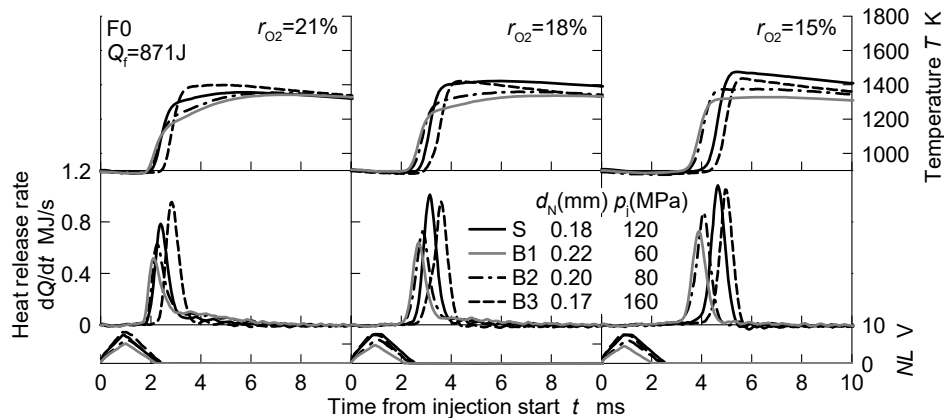


Fig.1 Effect of injection condition and oxygen mole fraction on heat release rate and temperature (F0)

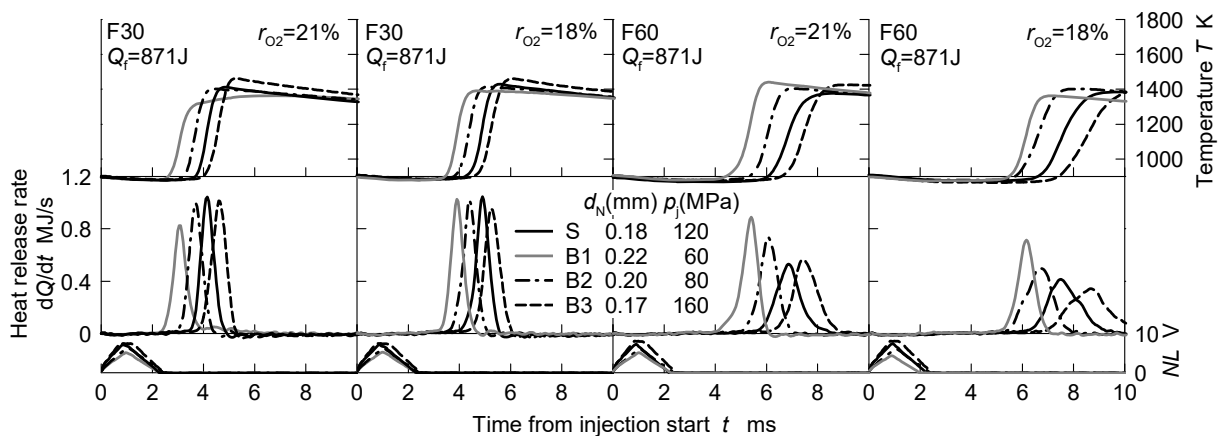


Fig.2 Effect of injection condition and oxygen mole fraction on heat release rate and temperature (F30 and F60)

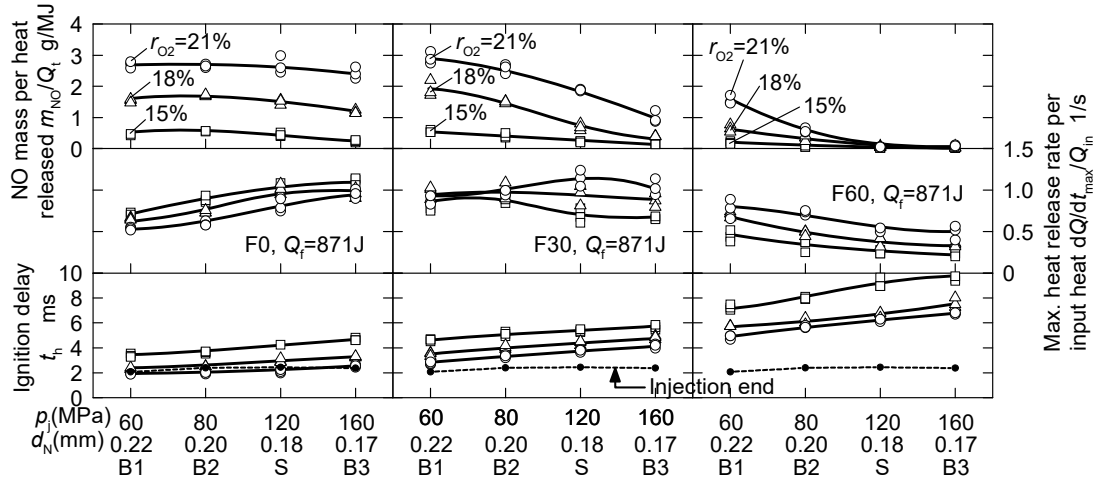


Fig.3 Effect of injection condition and oxygen mole fraction on NO mass and combustion characteristics

では、噴射条件、酸素モル分率ならびに燃料の変更により生じる混合の進展度合いの変化が NO 生成と熱発生率を決める重要な因子と考え、以下に示す指標を用いて NO 生成量と最大熱発生率を整理することを試みた。

混合の進展の指標として、本来は、希薄化と均一化の程度（混合気濃度の平均と分散）の両方を含むのが望ましい。しかし、総括的に見ると、燃料噴霧内では、空気導入により平均濃度が下がるとともに、混合により濃度の分散が小さくなるので、希薄化と均一化の程度は互いに強く関連する。

そこで、簡易的な指標として、着火時期における噴霧内の燃料質量分率 f_{av} を用いることとした。 f_{av} は、燃焼室壁や着火過程中の化学反応および蒸発の影響を無視して求め、式(1)から(3)により計算した。ただし、 Δt_j は噴射期間、 u_F は噴孔での燃料の平均流出速度で、実測の噴射量と噴射期間から計算する。ここで、 μ は噴孔流量係数、 ρ_F 、 ρ_A は燃料、周囲気体の密度、 θ は噴霧広がり角度（半角）である。また、式(2)における a は噴霧の形状や噴霧内半径方向流速分布の影響を補正する係数である⁽¹⁾⁽¹²⁾。

$$f_{av} = \begin{cases} c_1 \cdot t_h^{-1/2}, & (t_h \leq \Delta t_j) \\ c_2 \cdot t_h^{-3/4}, & (t_h > \Delta t_j) \end{cases} \quad (1)$$

$$c_1 = a \frac{3}{4} \mu^{1/4} \left(\frac{\rho_F}{\rho_A} \right)^{1/4} \left(\frac{d_N}{u_F \tan \theta} \right)^{1/2} \quad (2)$$

$$c_2 = c_1 \cdot \Delta t_j^{1/4} \quad (3)$$

式(1)において、 $t_h \leq \Delta t_j$ の場合の式は、和栗らの噴

霧運動量理論⁽¹³⁾から導かれる。すなわち噴霧先端位置は $t_h^{1/2}$ に比例することから噴霧総質量は近似的に $t_h^{3/2}$ に比例する。噴霧内の燃料質量は t_h に比例するので、 f_{av} は $t_h^{-1/2}$ に比例する。着火が噴射終了後となる $t_h > \Delta t_j$ の場合は、噴霧のテールが噴孔を離れて間もなく、全体が一つの塊となって移動するようになる。遷移的な過程を無視し、そのような噴霧塊の先端位置を Sangrus ら⁽¹⁴⁾や Grigg ら⁽¹⁵⁾の噴流に関する研究結果より $t_h^{1/4}$ に比例すると扱う。このとき、総質量は $t_h^{3/4}$ に比例する。そうすると、噴霧内の燃料質量は一定なので f_{av} は $t_h^{-3/4}$ に比例する。なお、式(3)は噴霧塊が噴孔を離れた時の運動量を保存するとして求めた。

補正係数 a は、雰囲気圧力、温度を 2MPa、900K、酸素モル分率をほぼゼロとした条件で蒸発噴霧をシャドウグラフ撮影し、得られた画像から求めた噴霧体積より小林らの方法⁽¹⁶⁾を用いて計算した f_{av} に、式(1)で計算した結果が近くなるように決めた。 θ は

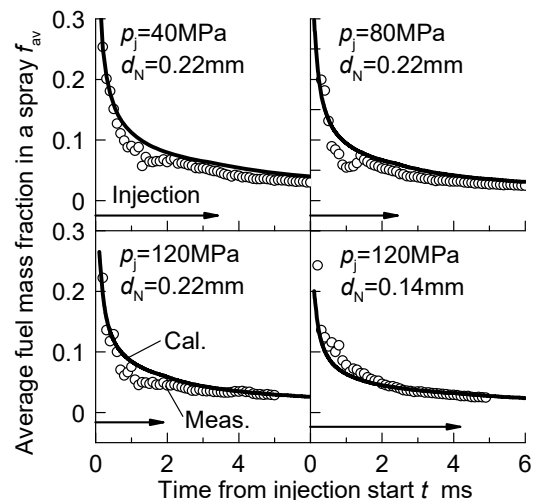


Fig.4 Comparison of average fuel mass fraction between measurement and calculation

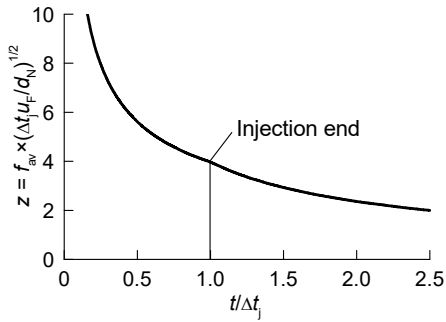


Fig.5 Average fuel mass fraction against normalized time

Naber らの実験式⁽¹¹⁾により求め $\theta = 7.5^\circ$ 一定とし、 $\mu = 0.8$ とした。 $a = 0.66$ とすると、図4に示すように、概ね実測の傾向を近似できる。ただし、実測値は壁面や蒸発の影響を伴うため、これらを含めて補正を施したことになる。

図5は横軸を噴射期間 Δt_i で無次元化した時間、縦軸を $z (= f_{av} \times (\Delta t_i u_F / d_N)^{1/2})$ とした表示である。この曲線は a 、 μ 、 ρ_F 、 ρ_A が一定ならば u_F 、 d_N 、 Δt_i によらない。 z は噴射開始後急激に低下する。噴射終了後は空気導入速度が下がるが、燃料の流入が無いとやや速く低下する。

図6に、混合の進展度合いを測るためによく用いられる混合時間⁽¹⁷⁾ τ_m と f_{av} との関係を示す。ここで、 τ_m は、噴射終わりから着火時期 t_h までの時間とした。等しい τ_m においては、噴孔径が小さく噴射圧力が高い条件ほど f_{av} が小さくなる。同じ噴射条件でも、投入熱量 Q_i が増えると、 τ_m が長く、 f_{av} が大きくなる。

3.3 NO生成量と混合進展度との関係 表2に記載した噴射条件すべてについて、発生熱量あたりNO質量 m_{NO}/Q_i を着火時の平均燃料質量分率 f_{av} に対してプロットした結果を図7に示す。なお、横軸の副尺として f_{av} に対応する酸素ベースの平均当量比 ϕ_{av} を示した。これはF0について計算したもので、厳密には燃

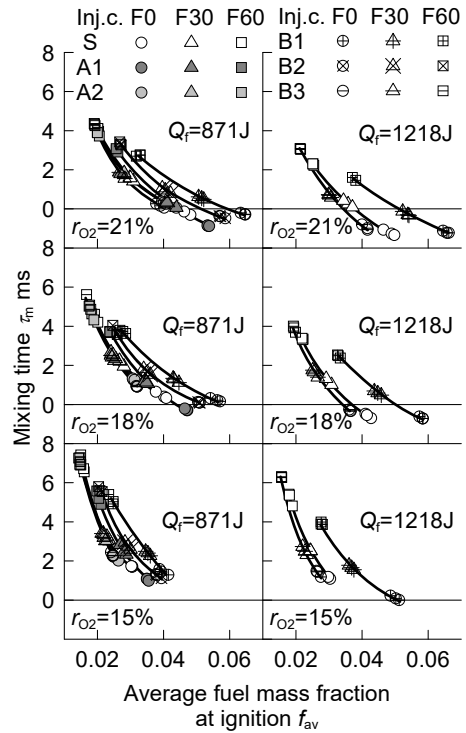


Fig.6 Relation between f_{av} and mixing time

料により異なるが、表1に示すように、理論空気量などの特性値がごく近いので、実質上いずれの燃料に対しても適用できる。また、プロットは噴射条件の区別をせずに表示した。

図によると、データのばらつきはあるが、燃料の違いを含め m_{NO}/Q_i が f_{av} に対して一定の傾向を持つことが分かる。投入熱量 $Q_i = 871J$ の場合、 $r_{O2} = 21\%$ において、 f_{av} が0.04より大きい範囲では、 m_{NO}/Q_i はほとんど変化しないが、噴孔を小さく噴射圧力を高めて混合を速めるか、着火性の低い燃料を用いて f_{av} をこれより小さくすると m_{NO}/Q_i が低下する。 $f_{av} = 0.04$ は、 ϕ_{av} がおよそ0.6に相当する。 r_{O2} を下げると、いずれの f_{av} においても m_{NO}/Q_i が減少するが、希薄化により m_{NO}/Q_i が減り始める f_{av} は小さくなり、 ϕ_{av} で見るとやや大きくなる。

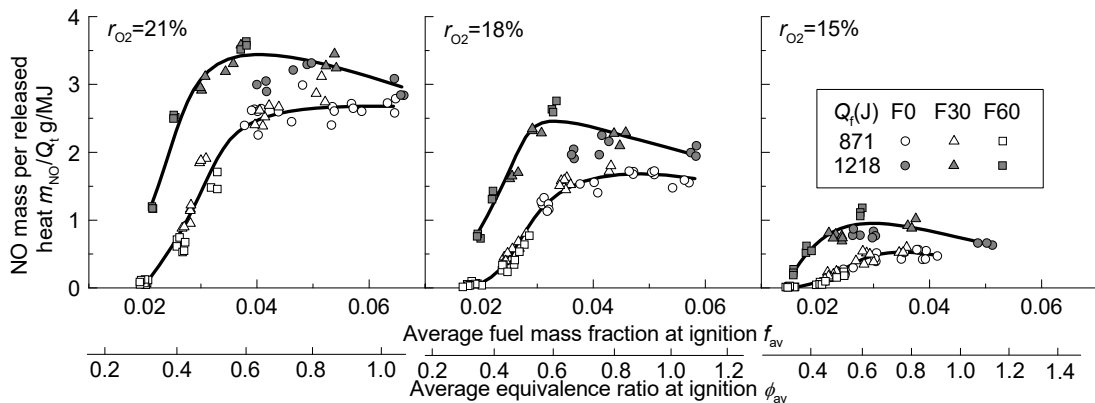


Fig.7 NO mass per released heat against f_{av}

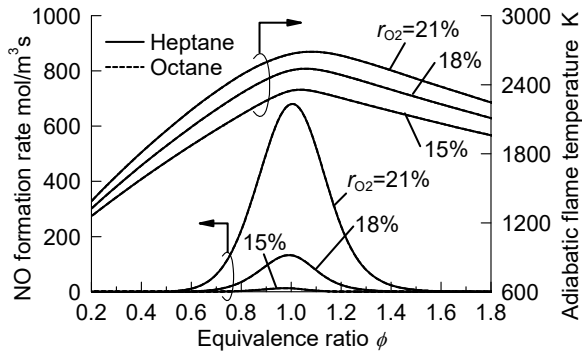


Fig.8 NO production rate and adiabatic flame temperature of homogeneous fuel-air mixture

投入燃料量を $Q_f=1218\text{J}$ に増やした場合には、 m_{NO}/Q が減少し始める f_{av} および ϕ_{av} は、 $Q_f=871\text{J}$ のときよりも少し小さい。総熱発生量 Q が増加していることを考慮すると、全体的に NO 生成量が大きく増加している。なお、 f_{av} が大きい範囲では、 ϕ_{av} および f_{av} の増加に従って NO 生成量が減少するが、これは、拡散的燃焼の割合が大きく燃焼期間が長くなると、NO の生成が長時間に渡り、燃焼ガスから燃焼室壁への熱伝達による冷却の影響を受けるためと考えられる⁹⁾。特に、投入燃料量が多いと、 f_{av} が小さくなるまでの時間が長くなるので、この傾向が顕著に現れたものと考えられる。

NO 質量の傾向が以上のようになる理由を検討するため、簡略的な計算により、NO 生成速度と混合気の当量比の関係を求めた。その結果を図 8 に示す。これは、断熱化学平衡に達した均一混合気において、NO 濃度をゼロとして拡張 Zeldovich 機構を用いて計算した初期の NO 生成速度である。反応前の酸素モル分率 r_{O_2} は、実

験と同様、酸素を窒素で置換することで変化させた。時間が経過すると NO 生成速度は低下し、ピーク位置はやや希薄側に移るが、ここではこの図を目安として考察を行う。

図によると、断熱火炎温度および NO 生成速度の傾向は量的にもヘプタンとオクタンの中に差が見られない。 r_{O_2} の減少とともに生成速度が急激に下がるが、当量比 1 を中心とした一定の範囲で NO が生成されることが分かる。 $r_{\text{O}_2}=21\%$ では、当量比約 0.6 以下で、 r_{O_2} が下がるとより大きい当量比でも、NO 生成速度はごく低くなる。すなわち、均一混合気の場合、希薄化すると実質的に NO が生成されなくなる限界の当量比がある。

噴霧中では、着火時の平均当量比が高い場合は、当量比が 1 を超える多くの過濃混合気塊が発熱を開始した後に空気を取り込み、温度を上昇させつつ NO を生成する。すなわち拡散的燃焼となる。このとき、希薄化が十分速く、速やかに限界の当量比以下にできれば混合気温度が下がって NO 生成を抑え得るが、図 7 に示したように f_{av} が大きいところでは、この条件が満たされず、NO 生成量が多くなったものと考えられる。

一方、噴霧内の平均当量比が上記の限界の当量比より小さい場合でも、混合気濃度に広がりがあるため、一部の混合気は希薄化の過程で NO を生成する。しかし、平均当量比が小さくなるほど当量比の分散が小さくなるので、図 7 のように着火時の f_{av} あるいは ϕ_{av} の低下とともに NO 生成量が急激に減少するといえる。

投入熱量を増加させると、 f_{av} が同程度になっても、投入燃料量の増加に対応して混合気量が増加しているために NO 生成量が増加する。従って、投入燃料量が

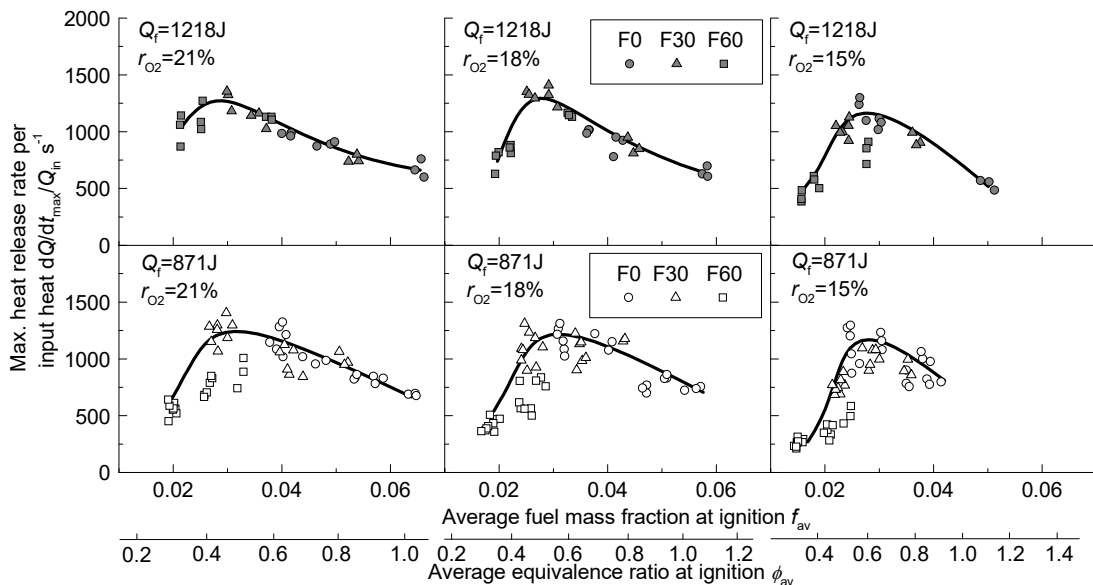


Fig.9 Maximum heat release rate per input heat against f_{av}

多くなるにつれ、混合時間を長くし、混合を速めなければ低いNO生成量とならないといえる。

3・4 最大熱発生率と混合進展度との関係次に、 f_{av} を用いて投入熱量当たり熱発生率の最大値 $dQ/dt_{max}/Q_n$ を整理した。その結果を図9に示す。

特に多くの噴射条件を含む $Q_f=871J$ においては、ばらつきの大い結果となった。本実験の条件では、着火遅れの長い場合が多く、噴射率や燃焼室内流動のわずかな違いが影響しやすい。また、F60のプロットに見られるように、オクタン割合が多い燃料では、等しい f_{av} でもやや低い $dQ/dt_{max}/Q_n$ となる傾向があり、これもばらつきが大きくなる原因となっている。このことについて、Tanakaらが急速圧縮装置を用いて行った均一混合気の着火実験によると、同一当量比においてヘプタンに比べオクタンは圧力上昇速度が低いことが示されており⁽⁸⁾、燃料の酸化反応速度の違いが反映している可能性がある。一方、図7に示したNO質量には、それほど大きなばらつきは見られない。これは、熱発生が終了した後に採取したガス中のNO濃度から評価したため、熱発生率の変化に対してそれほど敏感でないことが原因と見られる。

全体的な傾向を見ると、どの酸素モル分率 r_{O_2} 、燃料投入量 Q_f でも、 f_{av} が約0.03で $dQ/dt_{max}/Q_n$ が極大を示した。極大の位置は ϕ_{av} で見ると、ほぼ0.45から0.6の範囲に相当し、 r_{O_2} が低下するほど高い ϕ_{av} となる。熱発生率のデータによると、極大の右側では拡散的燃焼が認められ、左側では予混合的燃焼が主体となる。また、 $dQ/dt_{max}/Q_n$ の最大値は、 r_{O_2} や Q_f によって大きくは変化しない。ただし、投入燃料量が多い $Q_f=1218J$ では、噴射終了後に着火が起きる場合については、 Q_n が大きいので、 dQ/dt_{max} はその分増加している。

このことから、まず、噴霧の希薄化によって最大熱発生率を減少させようとする、NO生成量が減り始める条件よりもさらに希薄化を進めなければならないことが分かる。不均一混合気の熱発生率は、混合気濃度の均一度に強く影響される。混合の進展につれて混合気濃度の均一度が高まり、着火が起きると、高い熱発生率となる。一方で、希薄化が進行すると、混合気塊の当量比のわずかな違いがあっても、着火時期に大きな差が生じるようになるので、濃度均一度が高くても、発熱時期が分散して総括的な熱発生率が下がる⁽⁹⁾。本実験の結果によると、相反するこれらの因子のバランスによって決まる限界の当量比が、NO生成量の減少開始当量比よりも低くなったことになる。

$dQ/dt_{max}/Q_n$ の最大値が雰囲気酸素モル分率による影響

を受けにくいのは、均一混合気の温度上昇速度が、酸素過剰な条件である限りは、当量比ではなく燃料の量によって決まる⁽⁹⁾ことに対応している。ただし、これは酸素を比熱の近い窒素で置き換えて酸素モル分率を変更する場合に成り立つ。実機関においてEGRを実施する際には、酸素濃度の変化はCO₂など比熱の大きい気体の濃度変化を伴うので、そのことによる熱発生率への影響が無視できない。

4. おわりに

直接噴射式PCCI燃焼を模擬した雰囲気条件のもとで噴射条件、酸素濃度ならびに燃料の着火性が着火時期や熱発生率に及ぼす影響を調べ、得られたNO質量ならびに最大熱発生率のデータを混合の進展度を表す指標で整理した。その結果次のようなことが判明した。

- (1) 着火時における噴霧内の平均燃料質量分率を混合進展度の尺度として、計測したNO質量ならびに最大熱発生率をある程度整理できる。
- (2) 雰囲気酸素モル分率が21%のとき、NO質量は着火時の噴霧内の平均燃料質量分率が0.04(平均当量比0.6)以下になると急激に減少する。酸素モル分率が低下すると、NO質量が減少し始める燃料質量分率は小さくなり、平均当量比は上昇する。
- (3) 投入熱量あたりの最大熱発生率は酸素モル分率や燃料投入量に関わらず、着火時の噴霧内の平均燃料質量分率が約0.03のときに極大を示す。また、その極大値は酸素モル分率や燃料投入量によって大きくは変化しない。
- (4) 噴霧の希薄化によって最大熱発生率を減少させようとする、NO生成量が減り始める条件よりもさらに希薄化を進めなければならない。

終わりにあたり、トヨタ自動車株式会社に本実験で使用した燃料噴射系の部品をご提供頂いたことを記して謝意を表す。

文 献

- (1) Christensen, M., Johansson, B., Amnéus, P. and Mauss, F., Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition, *SAE Paper No.980787*, (1998).
- (2) Persson, H., Agrell, M., Olsson, J. and Johansson, B., The Effect of Intake Temperature on Hcci Operation Using Negative Valve Overlap, *SAE Paper No. 2004-01-0944*, (2004).
- (3) Yanagihara, H., Sato, T. and Mizuta, J., A Simultaneous

- Reduction of NO_x and Soot in Diesel Engines under a New Combustion System (Uniform Bulky Combustion System –UNIBUS), *17th Int. Vienna Motor Symposium*, (1996), pp.303-314.
- (4) Helmantel, A., Gustavsson, J. and Denbratt, I., Operation of a DI Diesel Engine With Variable Effective Compression Ratio in HCCI and Conventional Diesel Mode, *SAE Paper* No. 2005-01-0177, (2005).
- (5) Murata, Y., Kawano, D., Kusaka, J., Daisho, Y., Suzuki, H., Ishii, H., Goto, Y. and Odaka, M., Achievement of Medium Speed and Load Premixed Diesel Combustion with Variable Valve Timing (in Japanese), *Transactions of Japan Society of Automotive Engineers*, Vol.36, No.6, (2005), pp.73-78.
- (6) Siebers, D. L., Ignition Delay Characteristics of Alternative Diesel Fuels: Implications on Cetane Number, *SAE Transactions*, Vol.94, Paper No.852102, (1985), pp.673-686.
- (7) Ihara, T., Shioji, M., Ishiyama, T. and Katsuura, A., Analysis of the Effects of Mixing on the Temperature Dependence of Ignition Delay in n-Heptane Sprays, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.69, No.685, (2003), pp.2130-2137.
- (8) Kitamura, Y., Mohammadi, A., Takahashi, K. and Ishiyama, T., Effects of Fuel-Air Mixing on NO_x Formation in Simulated Direct-Injection PCCI Combustion using a Constant Volume Vessel, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.72, No.716, (2006), pp.1029-1036.
- (9) Ishiyama, T., Miwa, K., Watabe, S. and Higashida, M., Effects of Heat Release Rate on NO_x Time History in Diesel Combustion, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.62, No.598, (1996), pp.2521-2527.
- (10) Murphy, M.J., Taylor, J.D. and McCormick, R.L., Compendium of Experimental Cetane Number Data, *NREL Report*, NREL/SR-540-36805, (2004).
- (11) Naber, J.D. and Siebers, D.L., Effects of Gas Density and Vaporization on Penetration and Dispersion of Diesel Sprays, *SAE Paper*, No.960034, (1996).
- (12) Desantes, J.M., Payri, R., Salvador, F.J. and Gil, A., Development and validation of a theoretical model for diesel spray penetration, *Fuel*, Vol.85, (2006), pp.910–917.
- (13) Wakuri, Y., Fujii, M., Amitani, T. and Tsuneya, R., Studies on the Penetration of Fuel Sprays of Diesel Engines, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series 2*, Vol.25, No.156, (1959), pp.820-826.
- (14) Sangrus, R., Kwon, O.C. and Faeth, G.M., Self-Preserving Properties of Unsteady Round Nonbuoyant Turbulent Starting Jets and Puffs in Still Fluids, *Transactions of ASME, Journal of Heat Transfer*, Vol.124, (2002), pp.460-469.
- (15) Grigg, H.R. and R.W. Stewart, Turbulent Diffusion in a Stratified Fluid, *Fluid Mechanics*, Vol.15, (1962), pp.172-186.
- (16) Kobayashi, H., Kamimoto, T. and Matsuoka, S., A Study on Diesel Combustion Using a Rapid Compression Machine (in Japanese), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.48, No.426, (1982), pp.389-398.
- (17) Shimazaki, N., Miyamoto, T., Akagawa, H. and Tsujimura, K., Performance and Exhaust Emission in a Premixed Compression Ignition Engine with High Pressure Fuel Injection Near a Top Dead Center, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.68, No.665, (2002), pp.262-269.
- (18) Tanaka, S., Ayala, F., Keck, J.C. and Heywood, J.B., Two-stage ignition in HCCI combustion and HCCI control by fuels and additives, *Combustion and Flame*, Vol.132, pp.219-239, (2003).
- (19) Kawanabe, H., and Ishiyama, T., Numerical Analysis of Auto-ignition Process in a Non-homogeneous Mixture, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.74, No.745, (2008), pp.2049-2054.
- (20) Seki, Y., Kawanabe, H. and Ishiyama, T., Numerical Analysis for Effect of Exhaust Gas Recirculation on Natural-Gas PCCI Combustion, *Proceedings of the 80th Kansai Branch Regular Meeting of the Japan Society of Mechanical Engineers*, No.054-1, (2005), pp.3-51-3-52.
-